

旋转活塞发动机内部工作过程的研究(下)*

中国科学院力学研究所

王达三 赵惠富 马重芳
张亚夫 齐宗敏 任爱峰

四、转子机的点火燃烧过程

4.1 概貌 转子机^[1]燃料经济性不好的又一原因是点火燃烧不良。就基本原理来说,转子机与一般的往复机^[4,18]无异。但由于燃烧室结构上的一些特点,有它独特的面貌:

i) 间接点火过程 电火花先点燃缩入型面的点火穴内的可燃气,从点火穴孔口冲出的火炬再点燃主燃烧室内的可燃气流。

ii) 扫流 在压缩上止点附近,可燃气呈现为顺着旋转方向横扫过燃烧室空间的一股运动气流,它直接影响点火穴孔口的火炬点火过程和燃烧室内的火焰传播过程。

iii) 不利的燃烧室形状 压缩上止点附近的燃烧室为扁薄狭长的月牙形体,火焰行程长,面容比大,可燃气组成分布的不均匀性大。

4.2 点火过程的基础试验研究 为了了解转子机电火花-火炬点燃可燃气流这种间接点火过程的基本特点,建立了一个比较简单、易于观察和测试的点火基础试验装置,来观察点火过程的发展和测定工程实际中感兴趣的一些因素对着火临界条件的影响。

i) 试验装置(图 4.1) 在试验段,一股

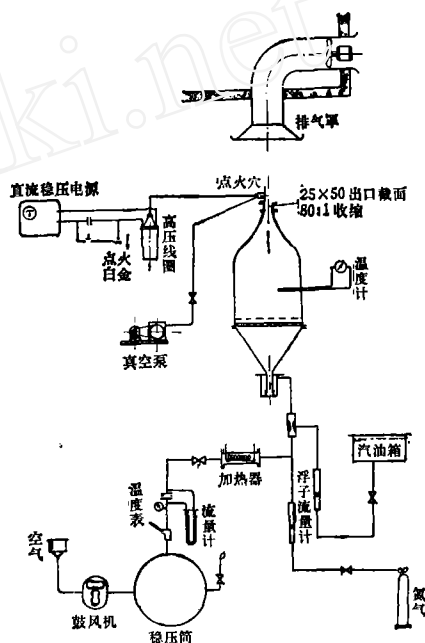


图 4.1 点火基础试验装置系统

均匀的可燃气流流过点火穴孔口,为点火穴内的电火花引燃的火炬所点燃。点火穴结构如图 4.2。点火采用一般车用高压感应放电系统,电源则由一个直流稳压电源供给,火花塞用标准的车用 4C5 型。试验段是敞开常压的,空气由罗茨鼓风机通过

* 本文上篇刊于《力学》1977 第 4 期,内容为:一、目前转子机的性能;二、转子机的扫流;三、转子机的气体漏泄。

1) 转子机系旋转活塞发动机的简称。

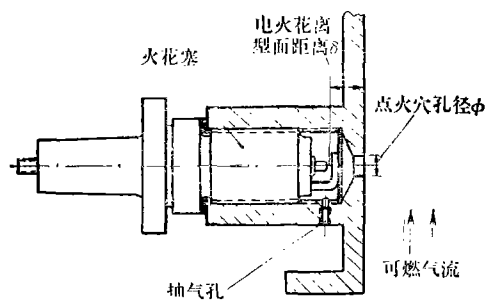


图 4.2 点火穴结构

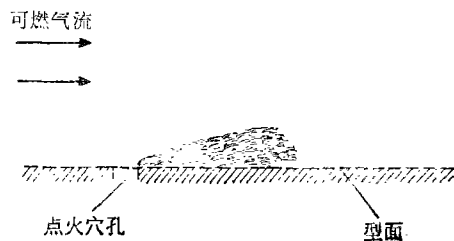


图 4.3 起始火焰形象

稳压筒供给，其温度由电加热器加热和控制，流量用孔板流量计测定。燃料是一般车用 66 号汽油，由置于高处的汽油箱供给，用浮子流量计测定其流量。汽油和空气在混合段雾化、蒸发和掺混，在试验段前的筒内均压整流，通过 80:1 的收缩段形成一股出口截面为 $25 \times 50\text{mm}^2$ 的均匀气流，流过点火穴口进行点火试验。试验段用石棉绳板保温隔热。为了保持点火穴内可燃气体的状态和主气流一致，在点火穴壁上钻有小孔，用真空泵在每次点火前抽吸换气。

ii) 调试和观察 调试中很快发现，气流速度比较高时，可燃气的点燃范围相当狭。在边界上，点燃与熄火很不规律，在可燃气流速-混合比(用过量空气系数 α 表示)坐标内的临界点燃曲线不是一条界限鲜明的线，而是一条过渡带。装置经过改装，加强了掺混，带宽有所缩小，但仍有约 $\Delta\alpha \approx 0.06$ 的变动范围。然而改装前后脉动带的中心线却无变动，以后即以此中线作为临界着火边界。

点火穴内触发的电火花先将电极附近的可燃气点燃，由于火焰传播和体积膨胀，从点火穴孔口喷出的、由火焰及其高温已燃气组成的射流-火炬便将可燃气流点燃。穴内电火花点火的着火范围是较宽的(参考图 4.6)，孔口的火炬点火过程是控制过程。图 4.3 是在孔口侧面用高速摄影所观察到的起始火焰的瞬时景象。它象贴附壁

面的半角锥面，顶端指向来流。在临界着火的稀限边界上，起始火焰在点火穴孔口或者呈一束淡蓝色的、尺度较孔径略大的松散火苗发展，或者在孔口边缘仅见有火焰一闪，随即熄灭。而在浓限边界上，有时可看到沿着射流迹线有一条呈黄红色的火焰丝条吐出，在离开点火穴一段距离后，或者熄灭，或者突然将可燃气流点燃。这种在着火边界上临界点燃现象的差异，是稀、浓限点燃过程化学反应机构不同的反映。

iii) 着火临界条件 对影响着火临界条件的诸因素，如可燃气的流速、组成和温度，点火穴结构，电火花能量等进行了试验。可燃气的初始温度除说明外均为 100°C ，压力为环境大气压。

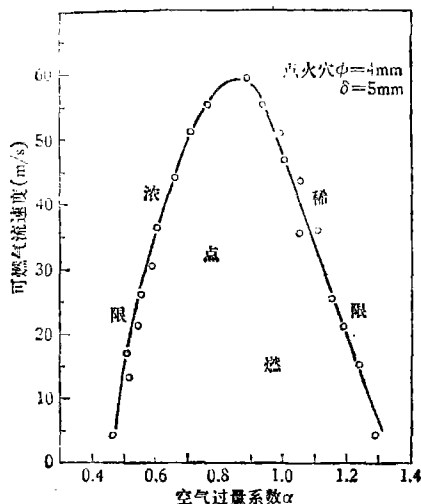


图 4.4 着火临界条件

a) 可燃气流速与着火临界条件 图 4.4 是对一定的点火穴结构测得的临界点燃曲线。流速的影响正如一般的点火原理^[13]所提出的, 速度愈高, 能点燃的混合比范围愈窄, 在流速为 10 m/s 的低速区, 点火范围 $\alpha \approx 0.5-1.25$, 而当流速超过 60 m/s 时, 可燃气体就无法点燃。对于稀限, 流速与混合比 α 近似于线性关系, α 在 0.8—0.9 之间, 点燃性能最佳。把相同流速下稀限和浓限处的可燃气体绝热火焰温度 T_b 作对比, 发现在稀限处的要高得多。例如在流速为 30 m/s 时, 在稀限处 $\alpha \approx 1.12$, $T_b \approx 1950^\circ\text{C}$, 而在浓限处 $\alpha \approx 0.56$, $T_b \approx 1600^\circ\text{C}$, 相差竟达 350°C 。这种点燃稀浓限点火火炬温度的差异, 联系到稀限和浓限处所观察到的不同临界点燃现象, 可以设想, 在稀限, 点燃机理是火炬的高温激发相接触的可燃气体内汽油和氧气之间的化学反应而形成火焰传播; 而在浓限, 由于点火火炬中含有相当大比例的 H_2 , 如在 $\alpha = 0.56$ 时含量可达近 10%, 这时主导的机构是气流中

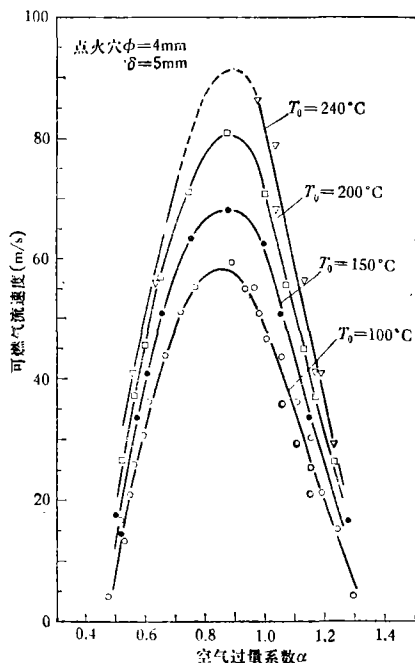
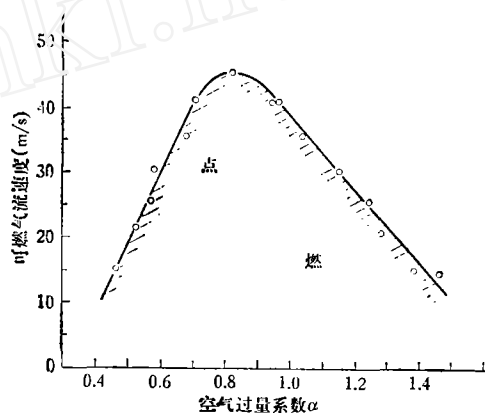


图 4.5 可燃气流速与着火临界条件的关系

的氧气和火炬中的氢气发生反应, 再导致可燃气流被点燃。由于氢气反应性能活泼, 所需点火温度就低, 并可能在射流迹线上突然引发。

图 4.5 是在不同的可燃气体初始温度下的临界点燃曲线。点燃性能随着温度提高而改善。

图 4.6 是将火花塞横放入可燃气流、电火花直接点火时的临界点燃曲线。可燃气流速的影响是极强烈的。与间接点火的图 4.4 比较, 在流速低时, 电火花直接点火的点燃范围宽, 而在高速区, 间接点火过程有着更好的性能。

图 4.6 电火花直接点火着火临界条件
可燃气体: 压力 1 ata, 温度 100°C

b) 惰性气体的添加对着火临界条件的影响 为弄清废气掺混对转子机间接点火过程的影响, 在试验装置上, 在可燃气体中添加不同数量的氮气, 测定其临界着火条件。图 4.7 表示分别添加 0%, 5%, 10% 容积含量的氮气时的临界点燃曲线。添加惰性气体的影响是十分显著的。对于一般的电火花直接点燃静止可燃气体的试验^[13,14], 在添加量不是很多时, 在临界点燃曲线的稀限部分, 添加的惰性气体和多余的空气起着同样的作用, 混合气中燃料的容积含量百分数几乎不变。按照这个关系, 相应

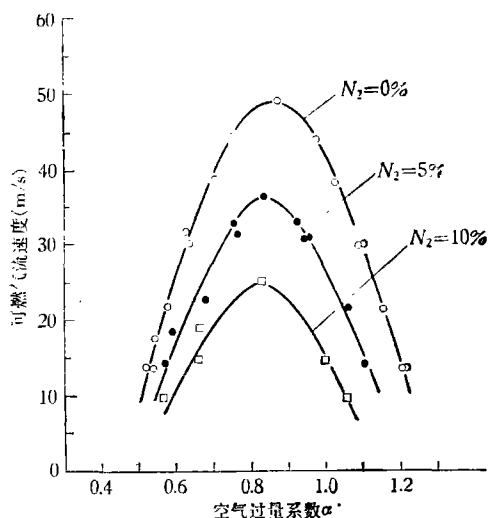


图 4.7 惰性气体 N_2 添加对着火临界条件的影响
点火穴: $\phi = 4\text{mm}$, $\delta = 5\text{mm}$

的过量空气系数 $\alpha \approx \alpha_{N_2=0}(1 - N_2)$, 如对于容积含量份数 $N_2 = 5\%$ 的氮气添加, α 点燃范围的缩小亦约为 0.05。而图 4.7 上所反映的影响则更为强烈。其原因是, 在直接点火中, 作为点火源的电火花能量和状态是一定的, 添加气仅影响到可燃气的反应性能, 而在电火花-火炬间接点火过程中, 惰性气体添加的影响是双重的, 不仅使可燃气流本身的反应性能变差, 也使点火火炬的温度降低, 从而使点火性能显著恶化。在转子机内, 废气掺混的影响是一个很关键的因素。

c) 点火穴结构与着火临界条件 点火穴孔径 ϕ 和电火花离型面距离 δ , 是影响点火的两个主要参数。孔径的影响见图 4.8。对于 $\phi = 2.5\text{mm}$ 的小孔径, 着火范围很窄。增大至 $\phi = 4\text{mm}$, 情况有明显改善, 再增大至 $\phi = 10\text{mm}$, 有改进, 但已不那么显著了。对小孔, 观察到的点火火炬射流细而急, 穿透距离深, 点燃的起始火焰尺度小。图 4.9, 4.10 是调整电火花离型面距离时对着火临界条件的影响, 距离远些, 点火性能改善。表征点火火炬点燃作用的因素是火

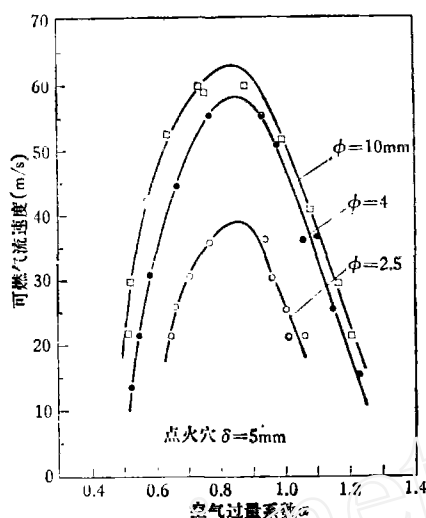


图 4.8 点火穴孔径对着火临界条件的影响

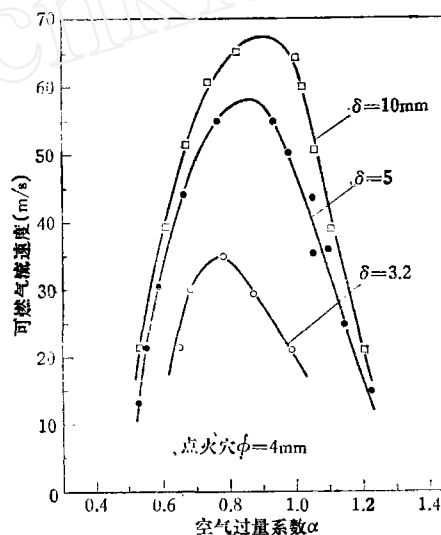


图 4.9 火花塞离型面距离对着火临界条件的影响

炬的尺度、温度和持续作用时间。点火孔径愈大, 点火源尺度就大, 点火性能愈好。火花离型面太近时, 对于小的点火孔, 由于受冷壁淬熄的影响, 火炬的发展受局限, 其温度也低; 对于大的点火孔, 则又受到可燃气流在孔口诱导的气体扰动的影响, 这些都使点火性能恶化。因而和一般实际工作中使火花塞尽量前靠的想法相反, 电火花太靠近型面是不好的。

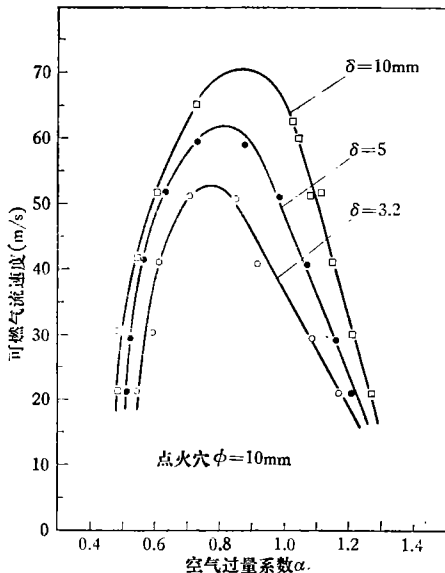


图 4.10 火花塞离型面距离对着火临界条件的影响

d) 电火花能量的影响 调整供给点火线圈的初级线圈的电压, 试验了点火能量对着火临界条件的影响。正常用工作电压是 12V, 在分别用 17V 和 8.5V 点火时, 着火极限很少有影响。但在电压低于 6V, 即能量约降至 1/4 以下时, 点火性能恶化。点火过程是间接的, 由于控制过程是点火穴孔口的火炬点火过程, 因而这种情况也是自然的。

4.3 转子机的点火燃烧过程 i) 点火基础试验装置上所作的一些试验观察, 以及所得到的一些着火临界条件的规律, 为了解转子机内的点火燃烧过程提供了依据。实际转子机内的点火过程是复杂的, 但差异主要是量上的, 和基础试验条件相比, 其不同主要是可燃气的状态和点火穴内有废气残留。有关可燃气的压力和温度的影响, 有人在往复机上做过试验, 对于通常最关心的着火稀限, 发现临界混合比约较常温常压下基础试验中测得的宽 10—20%^[15], 或者相近^[16]。所以试验结果是直接可供参考的。

ii) 由于点火穴内废气掺混对点火过程有很大影响, 下面对转子机压缩过程中点火穴内气体的组成和状态变化作一讨论。

在压缩过程中, 气缸内的可燃气体不断充入点火穴内, 设经时间 $d\tau$ 有 dM^* 质量的混合气充入。由于孔口流速很小, 压力可认为是均匀的。由于点火穴容积 V^* 很小, 忽略其对总过程的干扰。不考虑散热损失, 由能量守恒关系 $d(M^*C_vT^*) = C_pTdM^*$ 及状态方程 $pV^* = M^*R_gT^*$, 可得

$$dM^* = \frac{V^*}{\gamma R_g} \frac{dp}{T} \quad (4.1)$$

这里用上标“*”表示点火穴内的状态, 不带“*”的表示气缸内的状态。从密封片越过点火穴孔而使穴与压缩腔相通作为起始状态(以下用下标 a 表示)对上式积分, 代入状态方程并整理, 可得穴内气体温度为

$$T^* = T_a^* \cdot \frac{\frac{p}{p_a}}{\left\{1 + \frac{T_a^*}{T_a} \left[\left(\frac{p}{p_a} \right)^{1/\gamma} - 1 \right] \right\}} \quad (4.2)$$

在压缩过程中, 气缸内混合气中所含的新鲜可燃气的质量份数 $\zeta = \zeta_a = \text{常数}$ 。而在点火穴内, 由于起始的废气残留, $\zeta_a^* = 0$ 。由质量守恒关系 $d(\zeta^*M^*) = \zeta_a dM^*$ 及式(4.1), 积分可得

$$\zeta^* = \zeta_a / \left\{ 1 + \frac{T_a}{T_a^*} \left[\left(\frac{p}{p_a} \right)^{1/\gamma} - 1 \right] \right\}^{-1} \quad (4.3)$$

由 $dM^* = \rho u \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot d\tau$, 可得点火穴孔口的充气流速

$$u = \frac{4}{\pi d^2} \frac{V^*}{\gamma} \frac{d \ln p}{d\tau}$$

作为一个计算例子, 图 4.11 画出了前后火花塞点火穴内气体状态的变化。在点火时, 点火穴内的废气含量为 $(1 - \zeta_k^*)$, 对后火花塞, 这要较燃烧室内的高出约 5%,

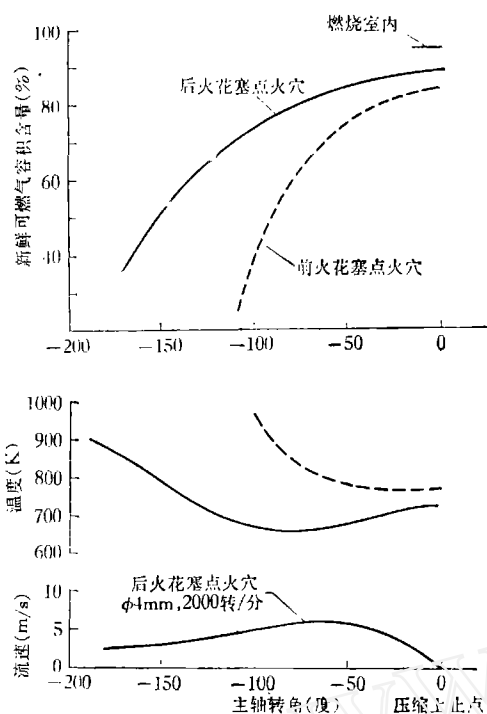
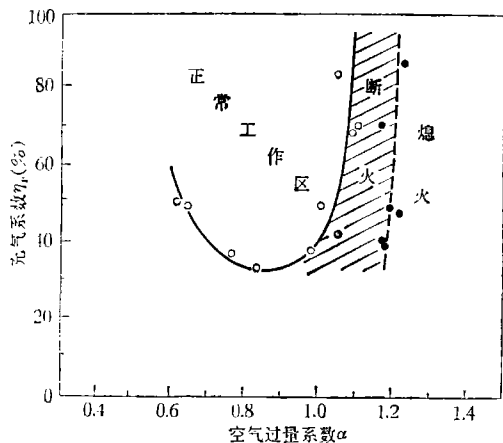


图 4.11 压缩过程中点火穴内气体状态的变化

对前火花塞,倘使不考虑流动交换,会高出更多,由于这种废气更多的掺混,将影响穴内的电火花点火,更主要的,它使点火火炬温度降低,使点火性能恶化。

iii) 在机械结构方面,转子机振动小,运转平稳,但在燃烧室内点火燃烧过程方面,稳定性能则是不好的。图 4.12 是在

图 4.12 可燃气工作范围 $n = 2000$ 转/分

一台试验机上测得的可燃气工作范围的情况。和一般的往复机相比,稳定工作的范围窄,主要表现为稀混合气的使用受到局限,以及在小节流阀开度(或者低充气量)下工作很不稳定。图 4.13 是一台周边进气

图 4.13 循环间压力变化 $n = 1200$ 转/分空转

试验机在 1200 转/分空转时的循环间压力变动,可以看到有周期性的循环熄火,对于着火的循环,压力的发展也很不平衡。转子机工作过程的这种不稳定性,是与其点火过程的特点相关的。图 4.14 是根据前面

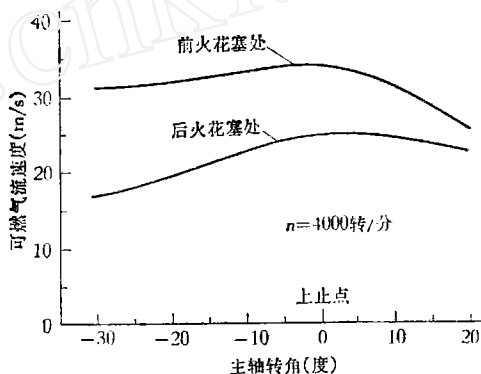


图 4.14 BMK-450 机型面点火穴孔处的扫流速度分布

扫流速度计算的图 2.2a 画出的 BMK-450 机在 4000 转/分前后火花塞点火穴孔处点火时的气流速度分布。参照基础点火装置上得到的临界点燃曲线图 4.7,考虑到可燃气流速度较高和特别是低负荷下废气对于燃烧室内和点火穴内的掺混,稳定工作区只能是很受局限的。在点火基础试验中,虽然各种因素得到较好的控制,但在着火边界上,区分着火和熄火的脉动带已是相当宽的($\alpha \approx 0.06$);在实际的转子机内,由于这种扫流所固有的不规则性,点火穴孔口的速度脉动会是相当大的;由于不利的燃烧室形状,前侧倾向于废气含量高,混

合比稀, 可燃气的空间分布是不均匀的, 特别在小负荷下, 由于汽油的雾化、蒸发和掺混不良, 无论是点火穴内还是燃烧室内点火穴孔口处, 循环间可燃气组成的变动会是很大的。所有这些因素, 使得在点火时处于形成阶段的起始火焰发展不稳定, 表现为迟燃期长短不一, 甚至点燃与熄火交替出现, 循环间的变动大。

iv) 关于火焰传播。转子机的燃烧室是很不紧凑的。图 4.15 画出了具有相同燃烧室容积的往复机和转子机的燃烧室状况以及火焰发展的大意。转子机的火焰行程要长得得多, 发展中的火焰锋面的表面积小, 由于扫流, 起始火焰呈贴附型面顶端指向来流的半角锥面形, 火焰在顺旋转方向湍流度高而传播快, 逆方向传播困难。由于可燃气的湍流度高和燃烧温度较低, 火焰面将是一个尺度比较厚的掺混反应区。燃烧室形状也使可燃气组成很难组织均匀, 所有这些因素, 使得燃烧过程发展迟缓和不易完全。转子机的“尾气”是在燃烧室的后侧端部, 由于那里强的冷却和淬熄效应, 抗爆震性能好, 因此可以使用较高的压缩比, 这是不利中的好的一面。

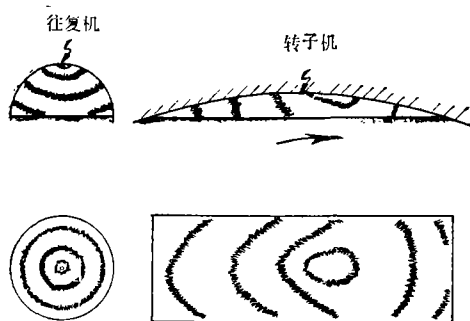


图 4.15 火焰发展过程概貌

v) 转子机点火过程的稳定性差, 使得稀混合气的使用受到局限, 燃烧过程也发展迟缓和不易完全, 在小负荷下, 由于废气掺混和油气蒸发掺混不良, 影响更甚, 从而

使得热效率降低^[17,19], 这是转子机燃料经济性不好的又一成因。

五、一个改善转子机点火燃烧过程的措施——设置引火槽

5.1 引火槽 为了改善转子机的点火燃烧过程, 我们设想和试验了一个改进措施: 在转子机缸体型面上, 在前方等压区部位的火花塞处, 开设一个有一定深度(约 5mm)、一定宽度(约 8mm)和轴向长度约等于活塞上燃烧室凹坑宽度的引火槽, 与前置或中置的活塞凹坑形状相配合, 形成一种比较有利的燃烧室结构(图 5.1)。由于密封片越过时实际的漏气截面为活塞角面与型面之间所留间隙所控制, 且前后腔的压差又不大, 气体的漏泄量及其影响是并不重要的。

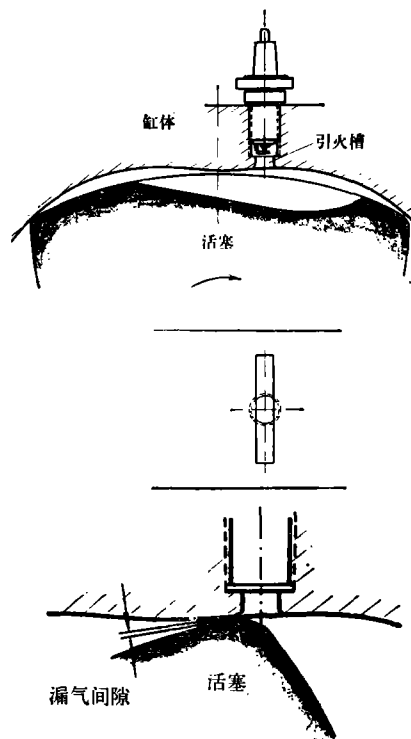


图 5.1 引火槽的设置

5.2 在点火基础试验装置上的试验 在点火基础试验装置上, 观察和试验了引

火槽的工作情况。点火时,可燃气流会沿着整个引火槽口被引燃,起始火焰的发展呈现为一片,而在设置引火槽前,点燃的起始火焰仅限于在点火穴孔口处发展,呈一束。在可燃气流速度比较低、混合比比较浓的一定范围内,火焰会在引火槽口驻定燃烧。测定了开设引火槽后的临界点燃曲线,由于条件各异,很难和不开槽的作比较,但从一般趋势看,对于浓限,边界有所扩展;对于稀限,边界变化不大,但是更稳定些。另外,在稀限处,引火槽内观察到有火焰传播的临界混合比,要较将可燃气流点燃的混合比范围为宽,例如在可燃气流速度为 28 m/s 时,测得的稀限点燃边界为 $\alpha \approx 1.13$,而槽内火焰传播的临界混合比为 $\alpha \approx 1.28$ 。这种情况会使具有不均匀流动状态和组成状况的可燃气流的点火性能改善。

5.3 在转子机上的试验 设置引火槽这一设想,得到了很多兄弟单位的热情帮助,共同协作,在多种研制的机型上,进行了多方面的实验。从开始的定性试验到台架上的前后性能对比试验和装车道路行驶试验,考核了它的功效和在实际中是否可行。通过台架上的包括混合气的调整、进排气系改变、点火情况的变动等试验,对它的作用作了考查。通过改变引火槽的尺寸、开设位置、火花塞安装和活塞凹坑形状等的试验,以确定比较合理的结构。虽然由于试验条件、样机状况等原因,试验的结果和反映不完全一样,但是一般的趋势还是明朗的。

图 5.2 是一台排量较大周边进气的 TZ 2120 试验机在设置引火槽前后的外特性曲线,发动机都只用单前火花塞点火。虽然试验中由于进气温度不同对充量略有影响,但功率有所提高、比油耗率有所降低的情况还是明显的。对于一般采用前后双

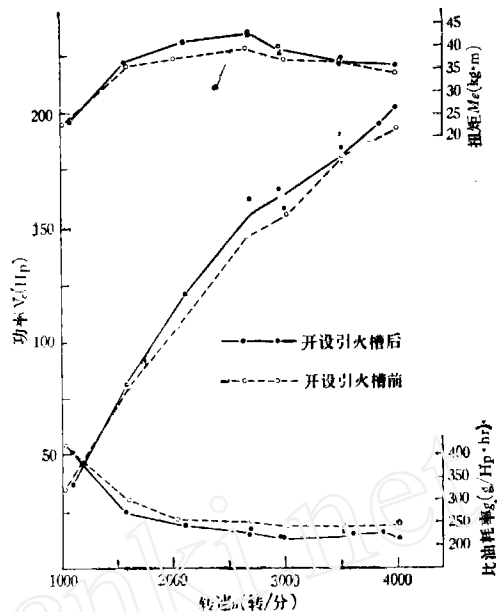


图 5.2 外特性曲线

火花塞点火、双端面进气的中等排量的转子机,在使用浓混合气工作的外特性工况,由于点火燃烧过程组织较好,设置引火槽的影响就不大,但是对于部份负荷工况,会使比油耗率有程度不同的降低,图 5.3 是在 SHZ 650 试验机上测得的一组负荷调整特性的对比,负荷愈小,引火槽的作用愈好些。气缸内工作压力的测试表明,设置引

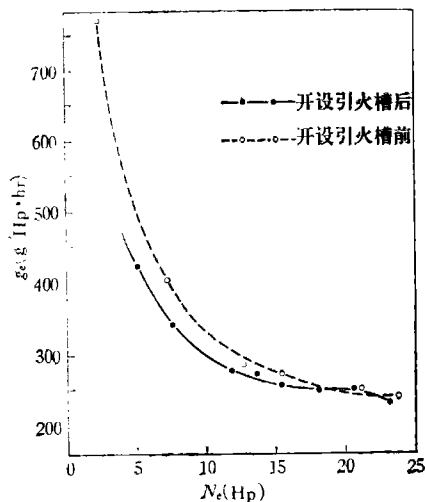


图 5.3 负荷调整特性

火槽后压力的发展更均衡,迟燃期缩短(图 5.4)。

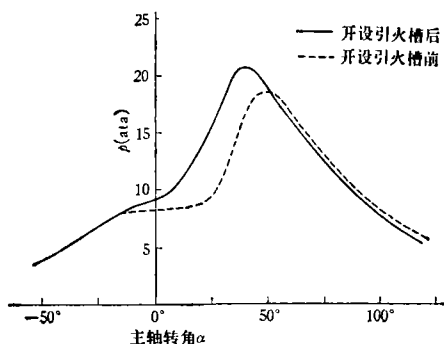


图 5.4 气缸工作压力

$n = 2000$ 转/分, $p_{bmep} = 3.5$ ata

进行了调整可燃混合比的试验, 图 5.5 是 GL 265 试验机在 2000 转/分、节流阀全开工况下的混合气调整特性的对比, 在使用浓的混合气时基本没有变化, 但使用稀混合气时, 功率要大些, 比油耗率要低些; 图 5.6 是在 2000 转/分、维持恒定中等常用负荷时的混合气调整特性, 图 5.7 是在一个更小的负荷下的类似特性。可以看

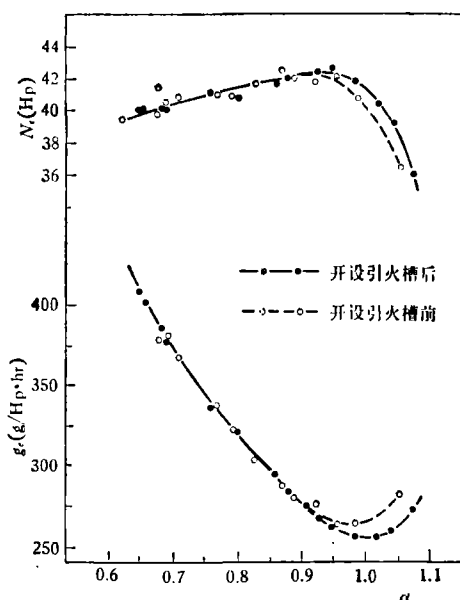


图 5.5 混合气调整特性

$n = 2000$ 转/分, 节流阀全开

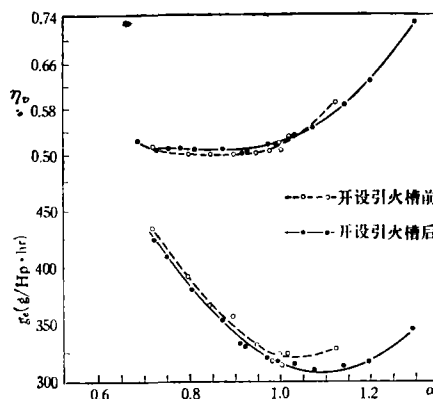


图 5.6 混合气调整特性

$n = 2000$ 转/分, $N_e = 20$ 马力

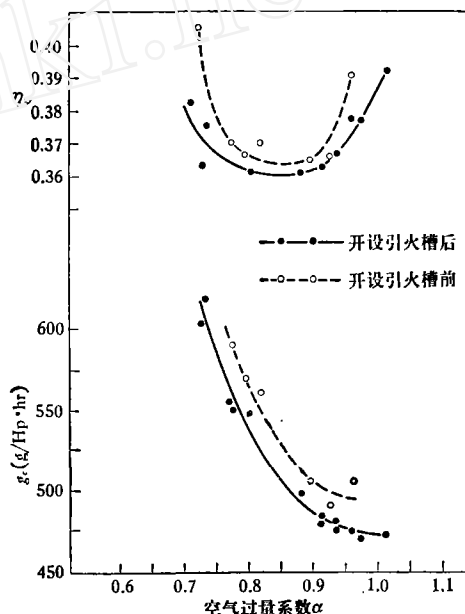


图 5.7 混合气调整特性

$n = 2500$ 转/分, $N_e = 12.5$ 马力

到, 由于引火槽的设置, 转子机能燃用更稀些的混合气, 比油耗率得到改善。试验了采用端面和周边不同进气方式的影响, 设置引火槽, 使得废气掺混影响比较大的周边进气和影响比较小的端面进气的性能靠近。

为了确定引火槽合理的结构, 进行了开设不同宽度的槽和配合不同燃烧室凹坑

形式的试验,反映以 8mm 宽较合适,6mm 宽的亦同样起作用,和凹坑的配合以前置较好,中置也可。在缸体型面上的设置位置,以设在常用负荷时的等压区部位或者略靠近后方为宜、太靠前是不好的。试验了火花塞电极在槽内前后安装位置的影响,为了避免电极温度太高和引起早燃,应装得略低于引火槽底。

设置引火槽的转子机分别装在载重车和小轿车上进行了道路行驶试验,使用情况良好,怠速稳定,冷热起动方便,工作性能有所改善。从等速油耗和道路百公里油耗的试验数据看,在低速和在城市多变工况行驶时的改善幅度较大,这和在台架上的性能试验结果亦是一致的。开设了引火槽的 TZ2120 型转子机,经受了 600 小时台架耐久性试验,工作情况一直正常,解体时槽内积炭情况一般,在实际中可以长期使用。

5.4 引火槽的作用原理和应用 转子机点火过程方面存在的问题是稳定性差,因而混合比工作范围窄,循环间变动大,特别是在小负荷下,由于废气掺混和可燃气的不均匀性大,更为突出。试设想这样的情况:在点火时,倘若点火穴孔口的气流扰动太大,或者废气含量太多,混合比太稀等原因使该时该处的着火条件不合适,起始火焰就不易形成,或者形成的火苗微弱,发展缓慢而不稳定。引火槽的设置则在那里形成一个迴流区,由于槽内有火焰传播的混合气范围要较可燃气流被点燃的范围宽,这时电火花触发的火焰就会在引火槽内沿着缸体宽度方向传播,并在可燃气流着火条件合适的地方将它点燃。着火点原来只是中间一点,现在则是一线,犹如多个火源点火,着火的几率增加了,起始火焰的发展也有了更好的保障。因而,引火槽使点火过程的稳定性增加,迟燃期缩短,可以使用更稀的混合气。此外,由于燃烧

室后方端部,特别是靠近前后端盖的二侧部位,火焰常难于到达,故而那里可燃气的燃烧最迟后而不完全,引火槽的设置,起着将火焰往两边引的作用,增加了那里可燃气及早被燃尽的机会。

前面我们讨论了在前方等压区部位火花塞处的引火槽设置。这样的引火槽,也同样可以开设在靠近短轴的后方火花塞处,在相应于活塞已将进气口关闭位置的前侧密封片部位的缸体型面上,其宽度可为 4—5 mm,与中置或后置的燃烧室凹坑相配合,采用单后火花塞工作。这时所引起的漏气也并不是很大的,且有可能回收前腔尾端的部分未燃气,并起到加强可燃气掺混的作用。

通过发动机上的台架性能试验和装车道路行驶试验,表明引火槽的设置使转子机的工作性能得到改善,对宽广的多工况、变工况的适应性能提高;发动机原来的点火燃烧过程的组织愈差,效果也愈显著些。对于要求结构简单、维修方便的小功率转子机,对于发展大排量、宽缸体的转子机,引火槽的设置,都会是很有助益的。

六、结语

1. 气密性差和点火燃烧不良是当前转子机燃料经济性差的主要原因,前者的影响主要是在中、低转速,后者的影响主要是在小负荷。

2. 在转子机压缩上止点前后的燃烧室内,可燃气呈现为一股横扫过燃烧室空间的气流,对这种扫流提出了工程计算方法,对典型燃烧室的扫流速度分布作了计算,并讨论了它对转子机内部工作过程的影响。

3. 讨论了目前转子机的气体漏泄状况,对有气体漏泄的压缩过程作了分析,导出了漏泄率的表达式以及漏泄与压缩多变指数的联系,据此对转子机的气体漏泄截

面、漏气的途径以及对性能的影响作了讨论。

4. 模拟转子机的电火花-火炬间接点火过程, 建立了一个点火基础试验装置, 对过程的发展作了观察, 对影响着火临界条件的诸因素, 如流速、废气掺混、点火穴结构等的影响进行了试验研究, 据此对转子机的点火燃烧过程的特点进行了讨论。

5. 设想和试验了一个改善转子机点火燃烧过程的措施——设置引火槽。在点火基础试验装置上作了观测, 发动机在台架上进行了性能试验和装车道路行驶试验, 由于引火槽的设置, 转子机的工作性能得到改善。

主 要 符 号 表

p, ρ, T	气体的压力、密度、温度
V, v	气体容积, 转子机单缸排量
t	时间

u	气流速度
v	活塞运动速度
A	平均有效漏泄面积, 通道截面积
F	表面积
ϵ	压缩比
$C_p, C_v, \gamma = C_p/C_v$	定压比热、定容比热、绝热指数
α, n, ω	转子机主轴转角、主轴转速, 主轴角速度
$c = \sqrt{\gamma p/\rho}$	声速
m	压缩过程多变指数
δ	无量纲漏泄参数
E	压缩过程中气体的漏泄率
ξ	混合气中新鲜可燃气的含量
α	空气过量系数

下标:

0	起始压缩或环境状态
k	压缩终了状态
*	点火穴内气体状态

参 考 文 献

- [1] 旋转活塞发动机, 科学出版社 (1973).
- [2] 国外三角活塞旋转式发动机, 上海科学技术情报研究所 (1970).
- [3] Norbye, J. P., The Wankel Engine (1971).
- [4] Taylor, C. F., The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice (1960).
- [5] 下司正春、津贺健二、石原照夫, 内燃机关, 7, 5 (1968).
- [6] 长尾不二夫, 内燃机关讲义 (1958).
- [7] Lawton, B., Millar, D. H., JAE (June 1974), 15—20.
- [8] Eberle, M. K., Klomp, E. D., SAE paper 730117.
- [9] Danieli, G. A., et al., SAE paper 740186.
- [10] Froede, W. G., SAE trans., 69 (1961), 179—193.
- [11] 山本健一编, ロータリーエンジン.
- [12] Kenichi Yamamoto, et al., Bulletin of JSME, 11, 43 (1968), 157—164.
- [13] Хитрин, Л. Н., Физика Горения и Взрыва (1957).
- [14] Lewis, B., and von Elbe, G., Combustion, Flames and Explosions of Gases (1961).
- [15] Halstead, M. P., et al., Combustion and Flame, 22 (1974), 89—97.
- [16] Quader, A. A., SAE paper 741055.
- [17] Ricardo, H. R., The High-Speed Internal Combustion Engine (1953).
- [18] Broeze, J. J., Combustion in Piston Engines (1963).
- [19] Стечкин, Б. С., и др., Индикаторная Диаграмма, Динамика Тепловыделения и Рабочий Цикл Быстроходного Поршневого Двигателя (1960).